

**ESEIAAT**

**Tesis universitaria**



**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH**

**Escola Superior d'Enginyeries Industrial,  
Aeroespacial i Audiovisual de Terrassa**

---

# **Estudio de sistemas para el accionamiento hidráulico de mecanismos de elevación**

---

**Grado:** Grado Universitario en Tecnologías Industriales

**Fecha de entrega:** 10 – 05 - 2019

**Estudiante:** Enric Carreras Olaizola

**Director:** Esteve Codina Macià



## **AGRADECIMIENTOS**

En primer lugar, quiero dar las gracias a Esteve Codina Macià, director del Laboratorio de Sistemas Oleohidráulicos y Neumáticos (LABSON) y director del proyecto en cuestión, por haberme ofrecido la posibilidad de crecer personalmente y profesionalmente en una temática desconocida para mí como es la industria hidráulica.

También me gustaría agradecer la infinita ayuda de los técnicos de laboratorio que han puesto en marcha cada el montaje experimental, liderados por Jaume Bonastre Martí.



## ÍNDICE DE CONTENIDOS

1.	Introducción .....	1
1.1	Objetivo del estudio .....	1
1.2	Alcance .....	1
1.3	Justificación del estudio .....	1
1.4	Especificaciones básicas .....	2
2.	Estado del arte .....	3
2.1	Tipos de mecanismos de elevación .....	5
2.1.1	Pala agrícola .....	5
2.1.2	Vehículo telescópico: Retroexcavadora .....	6
2.2	Válvulas de frenado .....	7
2.2.1	Válvulas Counterbalance .....	8
2.2.2	Válvulas Overcenter .....	10
2.2.3	Válvulas Overcenter parcialmente pilotadas .....	20
2.2.4	Válvulas Overcenter totalmente pilotadas .....	21
2.2.5	Válvulas Overcenter de dos estaciones .....	24
2.2.5	Válvulas Load Match .....	26
2.2.6	Válvulas Load Adaptive .....	27
3.	Esquema del circuito .....	28
3.1	Equipo mecánico: Retroexcavadora .....	28
3.2	Circuito hidráulico .....	29
3.3	Circuito eléctrico .....	33
4.	Metodología puesta en marcha .....	36
5.	Sistema de medida y adquisición de datos .....	37
6.	Tratamiento de datos .....	41
6.1	Tratamiento datos en régimen estático .....	41
7.	Conclusiones .....	47
8.	Referencias .....	48

## TABLA DE ILUSTRACIONES

Fig. 1: Ejemplo camión para recogida de residuos.....	6
Fig. 2: Pala cargadora MX C1 .....	6
Fig. 3: Simbología válvula Counterbalance.....	8
Fig. 4: Válvula Counterbalance con cilindro de doble efecto .....	9
Fig. 5: Simbología válvula Overcenter Eaton 1CE.....	10
Fig. 6: Válvula Overcenter con actuador (cilindro de doble efecto) .....	10
Fig. 7: Sección válvula estándar Overcenter 1CE .....	11
Fig. 8: Relación entre presión piloto y flujo.....	12
Fig. 9: Representación cilindro .....	13
Fig. 10: Esquema circuito hidráulico.....	14
Fig. 11: Sección válvula Overcenter totalmente balanceada .....	15
Fig. 12: Curva característica overcenter (tipo I) .....	18
Fig. 13: Curva característica overcenter (tipo II) .....	18
Fig. 14: Simbología válvula Overcenter parcialmente pilotada EATON 1CER.....	20
Fig. 15: Sección válvula EATON 1CER .....	20
Fig. 16: Sección válvula Eaton 1CEB .....	22
Fig. 17: Simbología válvula Overcenter totalmente pilotada (Eaton 1CEB).....	22
Fig. 18: Válvula Eaton 1CEBD.....	23
Fig. 19: Válvula Eaton 1CEL.....	24
Fig. 20: Representación esquemática Eaton 1CEL.....	25
Fig. 21: Válvula Load Match, Sun Hydraulics Corp. ....	26
Fig. 22: Curva presiones Load Match (tipo I).....	26
Fig. 23: Válvula Load Adaptive, Sun Hydraulics Corp. ....	27
Fig. 24: Retroexcavadora, discos y eje (Ref. 1,2,3,4 Fig.25) .....	28
Fig. 25: Tabla equipos sistema mecánico .....	29
Fig. 26: Tabla equipos sistema hidráulico.....	29
Fig. 27: Motor eléctrico (Ref. 1 Fig. 26). ....	30
Fig. 28: Grupo limitador presión, depósito y direccional (Ref. 2,3,4,5 Fig. 26).....	30
Fig. 29: Bloque de seguridad y Válvula Overcenter (Ref. 6, 9 Fig. 21). ....	31
Fig. 30: Cilindro acoplado a la retroexcavadora (Ref. 7 Fig. 21).....	31
Fig. 31: Representación circuito hidráulico .....	32
Fig. 32: Tabla de componentes circuito eléctrico.....	33
Fig. 33: Fuente de tensión OMRON S8VK-G12024 (Ref. 1 Fig. 32).....	33
Fig. 34: Resistencias (Ref. 2 Fig. 32).....	34
Fig. 35: Sensores de presión WIKA 7141789 (Ref. 3 Fig. 32).....	34
Fig. 36: Motherboard National Instruments NI6343 (Ref. 5 Fig. 32).....	35
Fig. 37: Esquema de programación del sistema de recogida de datos (LabVIEW) .....	37
Fig. 38: Esquema de conexión del sensor de presión P1 .....	38



Fig. 39: Recta transformación Intensidad - Presión sensor P1.....	39
Fig. 40: Ventana ajuste parámetros sensores LabVIEW .....	39
Fig. 41: Curva de presiones experimental válvula Eaton 1CEB90 .....	41
Fig. 42: Curva presiones teóricas vs experimentales .....	42
Fig. 43: Tabla fuerzas cilindro reales vs experimentales .....	43
Fig. 44: Gráfico fuerza rozamiento cilindro vs presión P1 .....	43
Fig. 45: Curva presiones teóricas vs experimentales .....	45
Fig. 46: Gráfico ilustrativo de velocidad en función de fuerza del cilindro .....	46

## **1. Introducción**

### **1.1 Objetivo del estudio**

El objetivo de este proyecto es la realización de un estudio de un circuito hidráulico definido para ver el comportamiento de una válvula de seguridad, con la finalidad de determinar su rendimiento y contrastar el resultado con otras válvulas.

### **1.2 Alcance**

- Estudio del circuito hidráulico dado, con su análisis de cada uno de los componentes.
- Modelización estática del comportamiento del equipo de elevación.
- Simulación experimental del sistema para verificar los datos obtenidos en la simulación anterior.
- Estudio de la viabilidad del circuito.
- Conclusiones.

### **1.3 Justificación del estudio**

Existen diferentes tipos de mecanismos de elevación. Podemos distinguir, principalmente, en dos opciones: los mecanismos de elevación hidráulico, que resultan el propósito de este estudio, y los mecanismos de poleas y engranajes.

Para cargas muy elevadas y con poco espacio, la mejor opción resulta los circuitos hidráulicos. Aunque todo podrían suponer más ventajas que desventajas, este tipo de equipos resultan, energéticamente hablando, poco eficientes, puesto que tienen un rendimiento muy bajo. En particular, detectamos mayores pérdidas de energía cuando tratamos con cargas embaladas, es decir, aquellas que van en la dirección del movimiento.

Debido a la situación actual, en la que la sostenibilidad por el medioambiente es uno de los mayores factores a tener en cuenta, el propósito de este estudio recae en conocer y estudiar un tipo específico de válvula para un mecanismo de elevación y observar su rendimiento frente a otros tipos de válvula.

#### **1.4 Especificaciones básicas**

La única especificación básica son los componentes que constituirán nuestro circuito hidráulico para la simulación experimental:

- Válvula Overcenter - 1CEB90
- Mecanismos con tara máxima de 1000 kg.

## 2. Estado del arte

El uso de transmisión hidráulica en sistemas de elevación agrícolas está sustituyendo, si no lo ha hecho ya por completo, otros tipos de mecanismos basados en engranajes y poleas.

Este cambio que se ha producido en pocos años, se debe a las múltiples ventajas que supone el aceite a presión frente a los mecanismos tradicionales.

En primer lugar, los sistemas hidráulicos son totalmente automatizables, por lo que facilitan la comodidad a las personas dedicadas a usar este tipo de maquinaria.

Una segunda ventaja, consecuencia de este tipo de automatización, resulta el alto grado de seguridad para el usuario, puesto que las poleas y engranajes (en general cualquier tipo de mecanismo que implique movimiento para el usuario) tienen mayor probabilidad de peligro.

Adentrándonos en las entrañas de este tipo de maquinaria, el propio aceite sometido a presión es el lubricante del sistema hidráulico, por lo que estos sistemas requieren de menos cuidados.

Debido al desarrollo y empeño por parte de los fabricantes y la alta competitividad en el mercado, tenemos una amplia gama de productos de alta calidad, lo que incrementa la fiabilidad de dispositivos tales como bombas, válvulas y motores.

En tercer lugar y último lugar, cada sistema hidráulico desempeña su función, y este mismo puede ser acoplado al tractor, de modo que disponemos de diferentes equipos para adaptarse a las diferentes geometrías y con ello una optimización de los recursos destinados.

Pese a las múltiples ventajas del uso de circuitos hidráulicos para la maquinaria, estos también tienen ciertos aspectos negativos:



- Cualquier tipo de fuga del aceite repercute muy negativamente al medioambiente, y con la concienciación actual por el concepto de sostenibilidad, puede resultar un error fatal.
- Muchos de estos equipos funcionan gracias a válvulas de control, motivo y objeto de este trabajo, y en ciertas condiciones de trabajo, el rendimiento suele ser bajo, en torno al 20 – 30 (%).

Todo sistema hidráulico tiene un esquema común: un depósito, encargado de almacenar el aceite; la bomba, que permite la distribución de caudal al circuito y las válvulas, que resultan las encargadas de enviar el aceite a los elementos que realizan el trabajo: los cilindros.

Las bombas transforman la energía mecánica del motor diésel en energía hidráulica. Podemos clasificar las bombas en función del caudal: fijo o variable. Generalmente, como no es necesaria una variación de caudal para los usos más comunes, se utilizan bombas de engranajes.

Para el desarrollo de cualquier trabajo, la energía hidráulica del circuito debe ser transformada en energía mecánica nuevamente. Los cilindros hidráulicos se encargan de esta tarea mediante el principio de Pascal y nos ofrecen un trabajo lineal.

Las válvulas realizan las funciones de abrir, cerrar, regular y controlar presión de flujo del circuito hidráulico.

De manera muy sintetizada se han descrito los componentes básicos de cualquier circuito hidráulico básico. En los siguientes puntos se detallará más el funcionamiento según su uso.

La problemática de este tipo de circuito recae en su bajo rendimiento. Estos sistemas trabajan en dos condiciones: **carga resistiva y carga embalada**. La carga resistiva es aquella en que la carga va en sentido opuesto al movimiento, dicho en otras palabras, una carga que asciende. Por otro lado, la carga embalada es aquella que va en el mismo sentido que el movimiento. Pues es este segundo tipo de carga el que resulta principalmente problemático, puesto que el circuito, gracias a la ayuda de la válvula de frenado, está constantemente activado.

Pero para agravar aún más la situación, el brazo mecánico que levanta la carga no es lineal como podría serlo un ascensor, sino que se comporta como una articulación. Este hecho, que a priori podríamos pensar que no nos afectará de manera sustancial, es el que provoca la inestabilidad del circuito, puesto que será el culpable de generar momentos indeseables y hacernos variar la carga del sistema, puesto que dependerá de un ángulo.

En la actualidad encontramos numerosos ejemplos de mecanismos que utilizan mecanismos de elevación. Este tipo de mecanismos se basan en el principio de Pascal, que enuncia que la presión ejercida en cualquier lugar de un fluido encerrado e incompresible se transmite con igual intensidad en todas direcciones y en todos los puntos del fluido.

A continuación, mencionaremos dos ejemplos muy cotidianos que utilizan mecanismos de elevación hidráulicos.

## **2.1 Tipos de mecanismos de elevación**

En este apartado simplemente mencionaremos dos ejemplos cotidianos que utilizan el tipo de mecanismo que vamos a estudiar a lo largo del proyecto: la pala agrícola y el vehículo telescópico (retro).

### **2.1.1 Pala agrícola**

La pala agrícola define exactamente el mecanismo que vamos a estudiar. Se basa en un brazo que es accionado por un cilindro hidráulico. Este brazo únicamente dispone de un grado de movimiento, que lo hace un mecanismo simple, pero a la vez muy utilizado.

Este sería el caso de los camiones que almacenan la basura de los contenedores. En la actualidad hay muchas empresas que se dedican al diseño de nuevas tecnologías para hacerlos más eficientes y adaptarlos a cualquier geometría del contenedor.



**Fig. 1: Ejemplo camión para recogida de residuos**

En la imagen anterior podemos apreciar el sistema formado por el brazo articulado y un sistema de elevación vertical, que a su vez hace que el brazo no sea tan largo y la carga, no constante, varíe con menor intensidad.

### **2.1.2 Vehículo telescópico: Retroexcavadora**

La pala agrícola o pala cargadora consta de dos cilindros distintos: los principales y los secundarios. Los principales, son los encargados de levantar la carga, en otras palabras, los que realizarán el mayor trabajo. Los cilindros secundarios tienen como función bascular la carga. En la siguiente imagen se mostrará un ejemplo de una pala:



**Fig. 2: Pala cargadora MX C1**

El cilindro que tenemos a la derecha es el principal, mientras que el de la izquierda es el secundario.

Además, existen muchos otros mecanismos que no se basan en la elevación que utilizan accionamientos hidráulicos. Es el caso de, por ejemplo, la maquinaria de estampación, prensado o laminado, típica de fábricas de producción de láminas de acero.

Tal y como hemos comentado anteriormente, este tipo de mecanismos accionados por sistemas hidráulicos deben estar controlados por válvulas que aseguren su correcto funcionamiento, regulando y controlando la presión de flujo. Veamos en el siguiente apartado el resultado evolutivo de los diferentes tipos de válvulas que encontramos en el mercado.

## 2.2 Válvulas de frenado

El propósito de este trabajo es estudiar cómo se comportan las válvulas de frenado o válvulas de control de carga en nuestro circuito dado. Empezaremos por definir las razones por las cuales su uso resulta necesario:

En primer lugar, para controlar la carga en dirección descendente. Las válvulas de control de carga evitan que los actuadores funcionen por delante del suministro de flujo de la bomba, que previene el fenómeno de **cavitación** en la parte sin carga del actuador. Además, el control de la carga se suaviza con el uso de estas válvulas.

En segundo lugar, para sostener la carga cuando la válvula de control se encuentra en posición neutral, es decir, en el que la carga debe de estar suspendida en el aire. Este hecho permite y obliga el uso de válvulas direccionales de centro abierto, que apenas tienen fugas. Las válvulas de centro cerrado no se permiten porque bloquean la línea de piloto, por lo que no existe drenaje. Cuando no se permite el drenaje, la válvula no trabaja como debería. Otro motivo por el que no se permite válvulas de centro cerrado recae en los picos de presión que generan, que a su vez generan altas temperaturas. Cuando usamos válvulas de control direccional con válvulas de centro abierto, las presiones indeseables se eliminan.

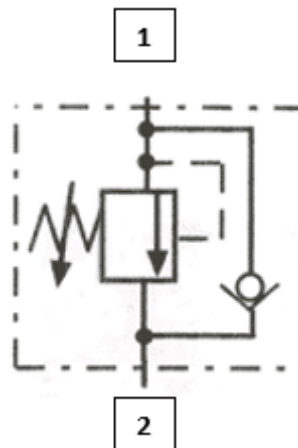
En último lugar, en caso que exista fallo en la manguera, las válvulas previenen el movimiento de la carga incontrolado. Por este motivo, estas válvulas deben estar ubicadas lo más cerca posible del actuador (cilindro). En el caso que no pueda ser

posible, existe la posibilidad que la estructura entre la válvula de control y el actuador se rompa (en general las tuberías que conectan cilindros y válvulas).

Existen diferentes tipos de válvulas de control. Cada una de ellas es el resultado de la evolución de la anterior que mejora su rendimiento. En los siguientes apartados definiremos el funcionamiento de estas válvulas dentro de nuestro circuito hidráulico.

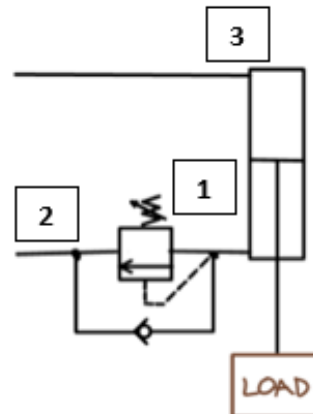
### 2.2.1 Válvulas Counterbalance

Las válvulas Counterbalance son las válvulas de frenado tradicionales. Son también las válvulas más simples, pero por otro lado son las que tienen un consumo energético más elevado. Este tipo de válvulas tienen presencia de fugas.



**Fig. 3: Simbología válvula Counterbalance**

El funcionamiento de esta válvula es simple. El flujo viene de la salida del actuador desde B. En este mismo punto, cuando el cilindro se esté contrayendo (en situación de carga embalada), se genera una presión de contrapeso. Esta presión se produce únicamente debido a la carga y al flujo de caudal. Si introducimos esta válvula con un cilindro de doble efecto.



**Fig. 4: Válvula Counterbalance con cilindro de doble efecto**

La presión necesaria en 1 para que la carga descienda resulta, considerando que no existen fugas:

$$P_1 = P_3 \cdot \frac{A_3}{A_1} = \left( P_S - \frac{F_L}{A_A} \right) \frac{A_A}{A_B} \quad (1)$$

Esta ecuación se entiende como la fuerza que debe vencer para que exista movimiento descendente de la carga ( $F_L$ ) depende únicamente de la fuerza del caudal, puesto que ( $P_S$ ) es el resultado de la presión de apertura del muelle y el efecto de la contrapresión. Es por este motivo que estas válvulas consumen tanta energía.

Se suelen describir frecuentemente como **válvulas de alivio con un control de flujo integral totalmente libre**. Podemos caer en el error de sustituir estas válvulas por válvulas limitadoras de presión convencionales. Sustituirlas supondría llegar a presiones máximas del circuito, que está totalmente prohibido.

Actualmente, se han desarrollado variantes de esta primera válvula para mejorar principalmente dos factores: el **rendimiento y el efecto de la contrapresión**, por lo que su uso ha quedado reducido a circuitos hidráulicos muy básicos.

### 2.2.2 Válvulas Overcenter

Las válvulas overcenter son el resultado de la evolución de sus predecesoras, las counterbalance. El uso de estas válvulas es muy frecuente cuando hablamos de circuitos hidráulicos con control de carga. La diferencia principal comparada con la tradicional es la línea de pilotaje que ayuda a la carga a abrir el muelle, como se muestra en la siguiente figura:

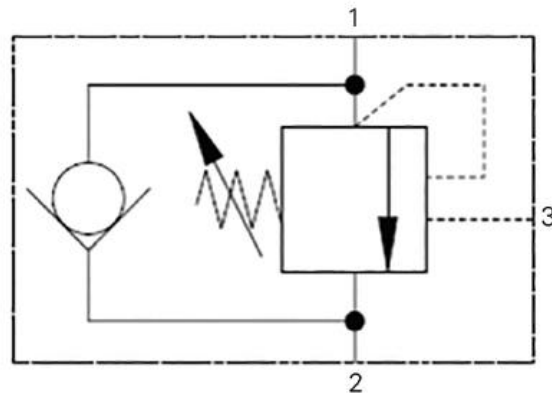


Fig. 5: Simbología válvula Overcenter Eaton 1CE

En la imagen anterior podemos observar una nueva línea de pilotaje 3. Esta nueva línea de pilotaje reduce la presión necesaria para hacer bajar a la carga.

Veamos el comportamiento de esta válvula con el actuador:

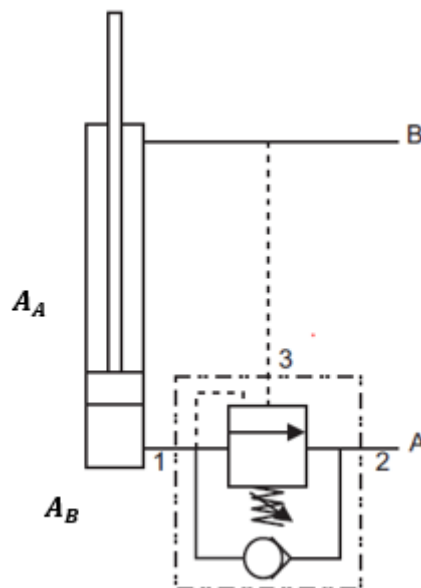
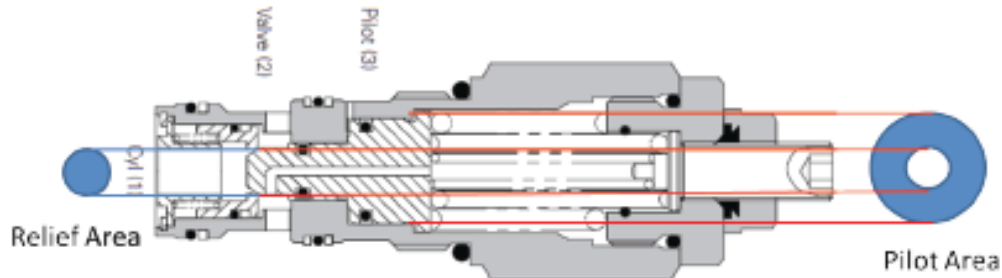


Fig. 6: Válvula Overcenter con actuador (cilindro de doble efecto)

Identificaremos un nuevo efecto denominado **ratio piloto**. Esta ratio es el cociente entre la el área de la salida de la válvula (A) y la superficie del área pilotada sobre la válvula (3). Veamos una imagen que lo identifica:



**Fig. 7: Sección válvula estándar Overcenter 1CE**

Este cociente ayuda a la fuerza que realiza la carga a descender la carga, en el caso de carga embalada. Este coeficiente viene definido por la expresión:

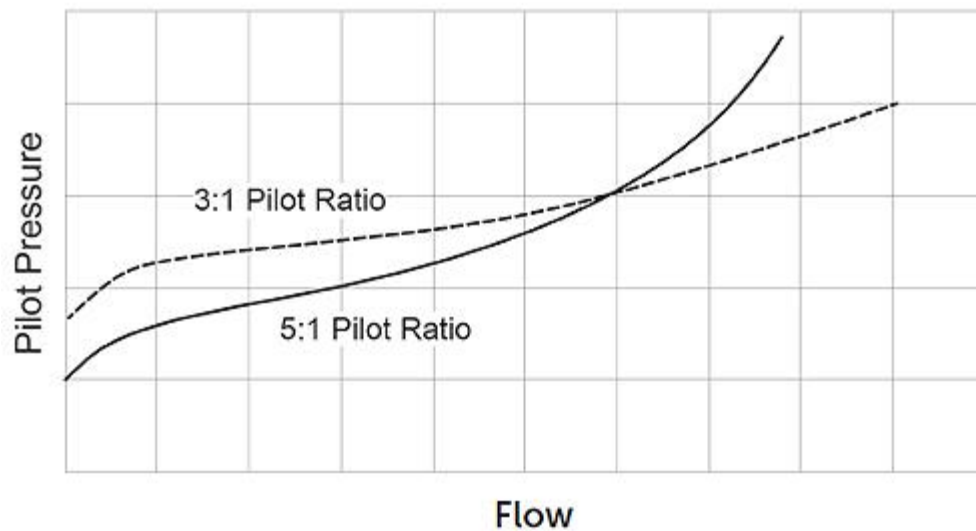
$$R = A_{ratio} = \frac{Pilot\ area}{Relief\ area} \quad (2)$$

Podemos jugar con la relación entre áreas piloto. Cuanto más alto sea la ratio más fácil podremos abrir la válvula y consecuentemente menos energía requeriremos. Sin embargo, una ratio alto causa problemas de inestabilidad en la válvula. A consecuencia de ello, contra menor sea la ratio mayor estabilidad, pero mayor consumo energético, puesto que las presiones en ambas cámaras del cilindro aumentan y hacen del cilindro un elemento más firme.

Deberemos estudiar detalladamente nuestro circuito hidráulico para definir la ratio.

La relación entre la presión piloto y el flujo según la ratio se puede observar en el siguiente gráfico:





**Fig. 8: Relación entre presión piloto y flujo**

De este gráfico podemos deducir dos cosas:

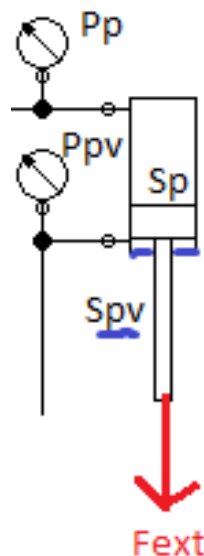
En primer lugar, podemos observar que, para un mismo valor de presión piloto trabajando a baja presión, el flujo que circula a través de la válvula es mayor para ratios mayores (cuando trabajamos con presiones pilotos más bajas). Por ello, la fuerza de la carga es mayor, y por lo tanto menos consumo energético tendremos.

Por otro lado, para presiones piloto altas, el comportamiento debería ser igual que en el caso anterior, sin embargo, existen otros factores como el momento que genera un fluido al estar sometido a altas presiones, que puede hacer disminuir el caudal. La geometría de la válvula también puede afectar a dicho hecho.

Por lo general, las relaciones de pilotaje más bajas se utilizan en casos de mayor inestabilidad, como podría ser nuestro caso práctico: un brazo articulado que levanta una carga con un ángulo que varía. En este caso la carga no será constante en todo el recorrido y conducirá a inestabilidad. En cambio, para zonas de trabajo más estables sin riesgo, se utilizan relaciones de pilotaje altas, que aumentan notablemente el rendimiento.

Entendamos el funcionamiento de la válvula. Para estudiar el comportamiento, describiremos el funcionamiento de la válvula más simple dentro de la gama de las overcenter, que a su vez va a ser la que nos permitirá ir desarrollando las mejoras que se han realizado. Una vez descrito el comportamiento, extrapolaremos el caso al resto de válvulas, en las que se han ido mejorando diferentes aspectos con tal de optimizar el rendimiento.

En primer lugar, realizaremos el balance de fuerzas en el cilindro, siendo  $P_p$  la presión en la cámara del pistón,  $P_{pv}$  la presión en la cámara pistón – vástago y las respectivas secciones:



**Fig. 9: Representación cilindro**

Tomaremos la fuerza exterior como el peso de la carga, que puede ser resistiva o embalada. En el caso de ser resistiva la consideraremos positiva, mientras que si es embalada la tomaremos como embalada:

$$P_{PV}S_{PV} - P_P S_P - F_{EXT} = 0$$

$$P_P S_P - P_{PV} S_{PV} = -F_{EXT} \quad (3)$$

Donde según nuestro esquema de nuestro circuito hidráulico:

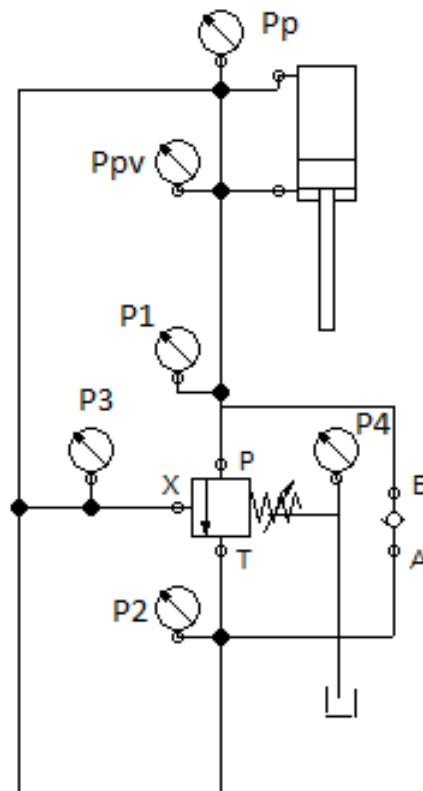


Fig. 10: Esquema circuito hidráulico

Los manómetros indican presiones de trabajo necesarias. Con la terminología de la Fig.10:

$$P_p = P_x = P_3$$

$$P_{pv} = P_1$$

Substituyendo en la expresión anterior (3):

$$P_x S_P - P_1 S_{PV} = -F_{EXT} \quad (4)$$

En segundo lugar, haremos el balance de fuerzas en la válvula Overcenter según el esquema:

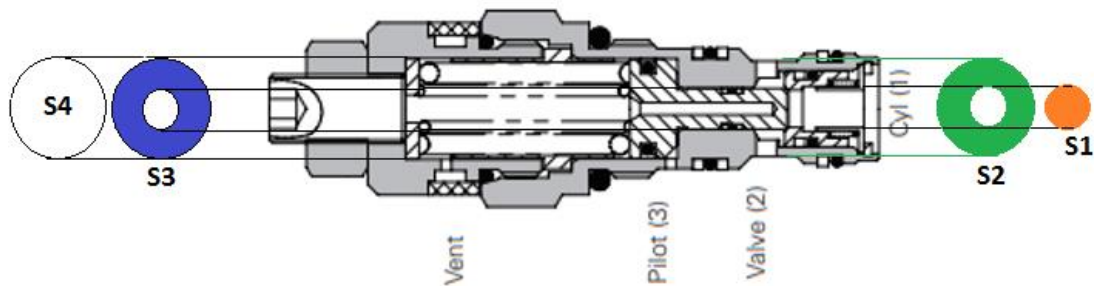


Fig. 11: Sección válvula Overcenter totalmente balanceada

$$P_2 S_2 + P_1 S_1 + P_x S_x = F_{muelle} + P_4 S_4 \quad (5)$$

Donde según nuestra terminología:

$$P_3 = P_x = P_P$$

$$P_1 = P_{PV}$$

Para evaluar los distintos casos que hemos mencionado anteriormente, sabemos que la presión en la cámara que se encuentra el muelle ( $P_4$ ) puede estar conectada a:

- Retorno: en este caso,  $P_4 = P_2$
- A la atmósfera, donde  $P_4 = 0$
- A la entrada 1, en este caso  $P_4 = P_1$ . Este es el caso de la válvula load match, y consigue este efecto mediante distintos estranguladores.

Esta presión ( $P_4$ ) es la que entendemos como **contrapresión**, que puede producirse en caso que existan fugas de aceite a la cámara del muelle.

Seguiremos el ejercicio tomando  $P_4$  genérica.

Si aislamos de (4) el término  $P_x$ :

$$P_x = \frac{F_{EXT} + P_1 \cdot S_{PV}}{S_P} \quad (6)$$

Y sustituyendo en la expresión (5):

$$P_2 S_2 + P_1 S_1 + \frac{F_{EXT} + P_1 \cdot S_{PV}}{S_P} S_x = F_{muelle} + P_4 S_4$$

Y simplificando llegamos a la expresión:

$$P_1 S_1 + \frac{F_{EXT}}{S_P} S_x + P_1 \frac{S_{PV}}{S_P} S_x = F_{muelle} + P_4 S_4 - P_2 S_2$$

Aislado  $P_1$  y dividiendo el término por  $S_1$  se llega a una expresión tal que:

$$P_1 = \frac{\frac{F_{MUELLE} + P_4 \frac{S_4}{S_1} - P_2 \frac{S_2}{S_1} - \frac{F_{EXT} S_x}{S_P S_1}}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}}}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}}$$

Arreglando la expresión dejándola en términos de secciones:

$$P_1 = \frac{\frac{F_{MUELLE}}{S_1} + P_4 \frac{S_4}{S_1} - P_2 \frac{S_2}{S_1} - \frac{F_{EXT} S_x}{S_P S_1}}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}}$$

$$P_1 = \frac{F_{MUELLE}}{S_1} \left[ \frac{1}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}} \right] + \frac{P_4 \frac{S_4}{S_1} - P_2 \frac{S_2}{S_1} - \frac{F_{EXT} S_x}{S_P S_1}}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}} \left[ \frac{\frac{S_x}{S_1}}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}} \right] \quad (7)$$

El siguiente paso es sustituir el término  $P_1$  encontrado anteriormente en la expresión (6):

$$P_x = \frac{F_{EXT} + P_1 \cdot S_{PV}}{S_P} \quad (6)$$

$$P_x = \frac{F_{EXT}}{S_P} + \frac{F_{MUELLE}}{S_1} \left[ \frac{1}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}} \right] + \frac{P_4 \frac{S_4}{S_1} - P_2 \frac{S_2}{S_1}}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}} - \frac{F_{EXT}}{S_P} \left[ \frac{\frac{S_x}{S_1}}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}} \right] \frac{S_{PV}}{S_{PV}}$$

Reorganizando los términos llegamos a la expresión:

$$P_x = \frac{F_{EXT}}{S_P} \frac{1}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}} + \frac{F_{MUELLE}}{S_1} \frac{\frac{S_{PV}}{S_P}}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}} + P_4 \frac{S_4}{S_1} - P_2 \frac{S_2}{S_1} \frac{\frac{S_{PV}}{S_P}}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}} \quad (8)$$

La expresión que hemos determinado anteriormente describe la presión necesaria que debe haber en la línea del piloto para que sea capaz de abrir la muelle y dejar paso al caudal de aceite. Una vez puesta esta válvula a prueba, se experimentan problemas de inestabilidad.

De las expresiones **(7)** y **(8)** podemos construir la curva característica de presiones para las válvulas. Cabe destacar que, según el tipo de válvula, estas curvas variarán con la finalidad de mejorar el rendimiento. Aun así, el tipo de gráfico será similar al siguiente:

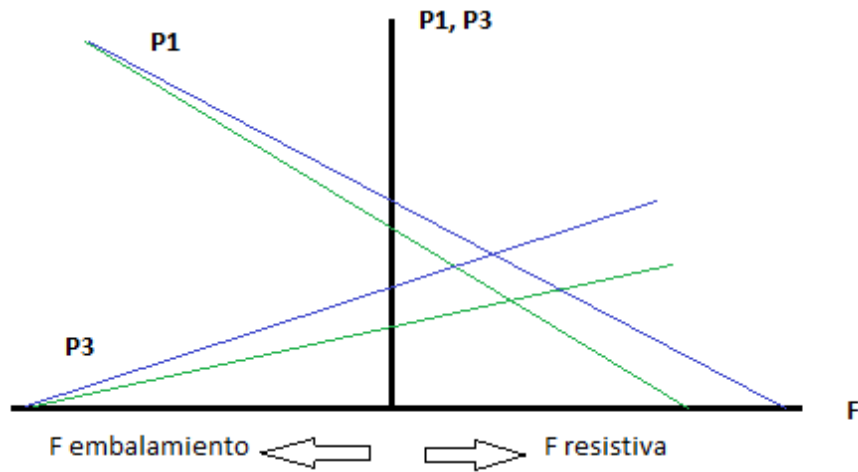


Fig. 12: Curva característica overcenter (tipo I)

En la figura anterior se muestra el comportamiento en función de la carga asociada. El objetivo de cualquier fabricante es reducir el pendiente de la recta P3, puesto que se trata de la presión con la que alimentamos el sistema. En azul se muestran relaciones de pilotaje bajas y en verde relaciones de pilotaje altas.

Otra manera de representar esta curva de presiones es mediante el siguiente gráfico, donde de nuevo en azul se muestran relaciones de pilotaje bajas y en verde relaciones de pilotaje altas.

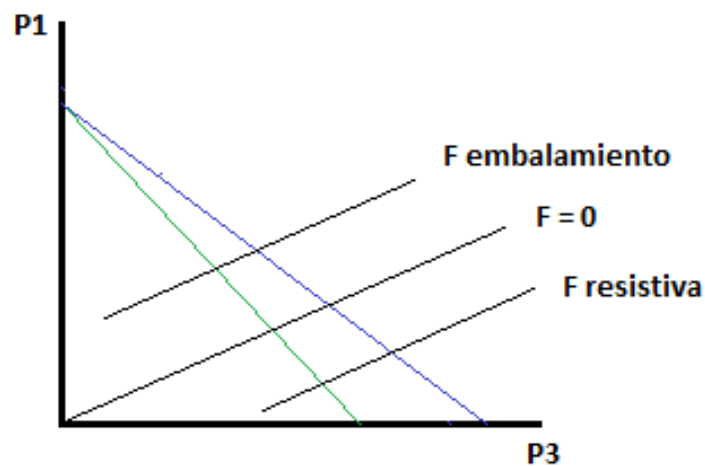


Fig. 13: Curva característica overcenter (tipo II)

Los problemas de inestabilidad de estas válvulas se deben a que se ven sometidas constantemente a una apertura y cierre del muelle, porqué cuando se alcanza la presión piloto necesaria, circula un caudal, que a su vez hace disminuir la presión en la entrada de la válvula y se vuelve a cerrar. Este hecho es el que hace oscilar las presiones en las cámaras del cilindro.

En las válvulas cuyo comportamiento no es lineal, como en este caso, se presenta el fenómeno de **histéresis**, donde existe una diferencia entre valores de caudal para mismas posiciones del actuador.

Podemos definir estas válvulas como **válvulas de alivio con un control de flujo integral pilotado**.

El otro principal problema es la **contrapresión** ya mencionada. Este tipo de válvulas no disponen de ningún sistema de evacuación en caso fugas de aceite a la cámara del muelle, lo que limita su uso a aplicaciones muy simples.

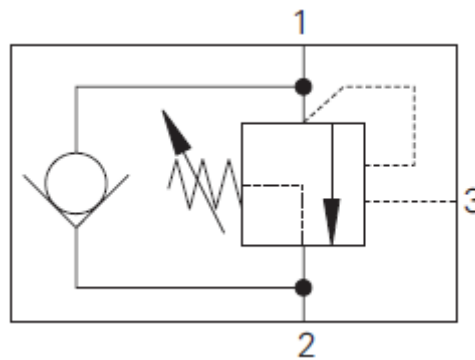
Hasta el momento, la evolución de las válvulas de frenado ha mejorado el rendimiento frente a la counterbalance, pero el efecto de la contrapresión sigue suponiendo un problema. Para hacer frente a este inconveniente, se desarrollaron las válvulas parcialmente pilotadas.



### 2.2.3 Válvulas Overcenter parcialmente pilotadas

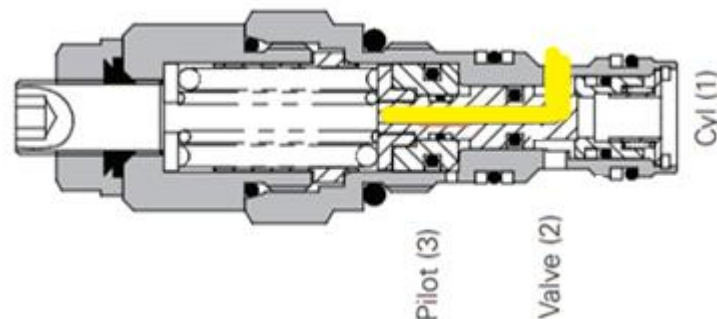
Tal y como hemos mencionado anteriormente, el problema de la contrapresión hizo que los fabricantes de válvulas desarrollaran nuevas alternativas para hacerle frente.

Las válvulas parcialmente pilotadas, denominadas también válvulas de alivio compensadas, tienen la ventaja que la contrapresión afecta únicamente a la cámara de salida de la válvula, puesto que la cámara del muelle se encuentra un canal directo a la vía (2), como indica el esquema siguiente:



**Fig. 14: Simbología válvula Overcenter parcialmente pilotada EATON 1CER**

Veamos la sección de la válvula para entender el funcionamiento:



**Fig. 15: Sección válvula EATON 1CER**

Podemos observar en amarillo el conducto abierto entre la cámara del muelle y la salida a retorno. Según la expresión que hemos determinado anteriormente:

$$P_x = \frac{F_{EXT}}{S_P} \frac{1}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}} + \frac{F_{MUELLE}}{S_1} \frac{\frac{S_{PV}}{S_P}}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}} + P_4 \frac{S_4}{S_1} - P_2 \frac{S_2}{S_1} \frac{\frac{S_{PV}}{S_P}}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}} \quad (8)$$

Y aplicando la condición  $P_4 = P_2$ , deducimos la expresión:

$$P_x = \frac{F_{EXT}}{S_P} \frac{1}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}} + \frac{F_{MUELLE}}{S_1} \frac{\frac{S_{PV}}{S_P}}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}} + \frac{P_4}{S_1} \left( S_4 - S_2 \frac{\frac{S_{PV}}{S_P}}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}} \right) \quad (9)$$

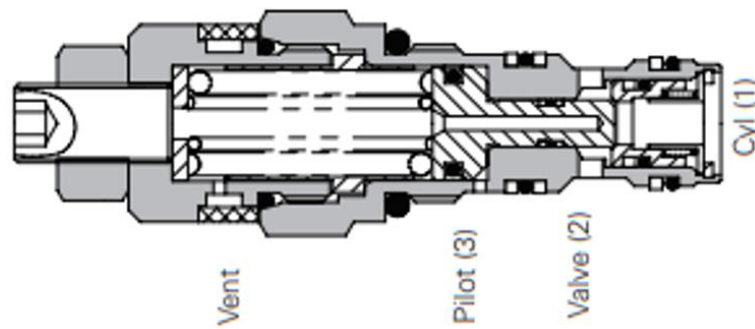
Donde podemos deducir que la presión necesaria para la apertura de la válvula es menor que en la ecuación (8) determinada anteriormente.

Aún aumentando notablemente el rendimiento de este tipo de su predecesora, se han desarrollado válvulas que eliminan por completo el efecto de la contrapresión: las **válvulas overcenter totalmente pilotadas**.

Del mismo modo que su válvula predecesora, las relaciones piloto más bajas se utilizan en el caso de comportamientos más inestables, mientras que las relaciones de pilotaje altas se emplean en circuitos de carácter estable.

#### 2.2.4 Válvulas Overcenter totalmente pilotadas

Para evitar por completo el efecto de la contrapresión se ha desarrollado la válvula Overcenter totalmente pilotada. La diferencia principal con su válvula predecesora recae en que la cámara del muelle está abierta a la atmósfera. Este hecho, que a priori podría resultarnos insignificante, supone que no exista contrapresión en la válvula, puesto que  $P_4 = P_{atm} = 0$ .

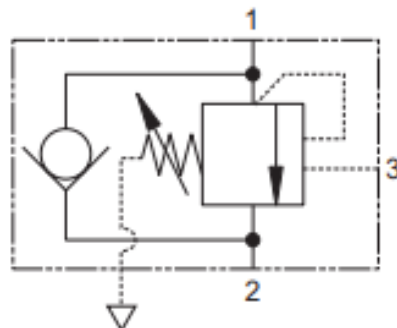


**Fig. 16: Sección válvula Eaton 1CEB**

Por otro lado, el hecho que la válvula esté abierta a atmósfera implica ciertas desventajas que debemos tener en cuenta:

- La existencia de corrosión, que puede dañar la válvula y consecuentemente un comportamiento indebido.
- Puede provocar fugas de aceite, que pueden resultar daños irreparables para el medio ambiente.

La simbología de esta válvula en lenguaje hidráulico es la que se muestra en la siguiente imagen:

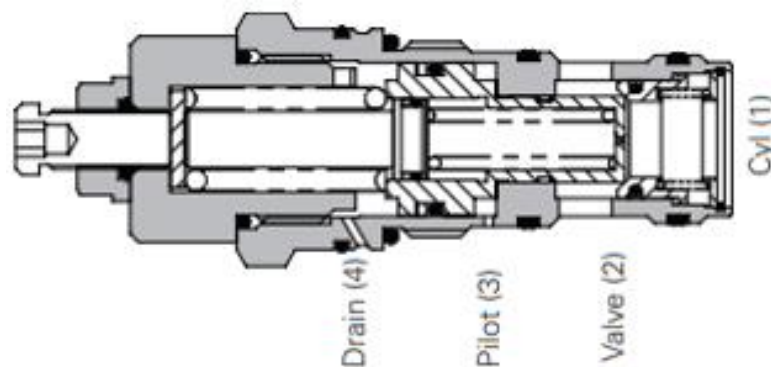


**Fig. 17: Simbología válvula Overcenter totalmente pilotada (Eaton 1CEB)**

Existe una alternativa a estas válvulas, en las que la cámara del muelle está conectada a tanque. En este caso, sí que existe una contrapresión, pero esta será mínima, puesto que irá a tanque.

La ventaja principal de esta válvula recae en el hecho que ya no es vulnerable a ambientes agresivos, pero, por otro lado, conectar a tanque implica el uso de un tubo más, hecho que no es del agrado para el montaje de cualquier tipo de maquinaria hidráulica.

Este es el caso de la válvula Eaton 1CEBD:



**Fig. 18: Válvula Eaton 1CEBD**

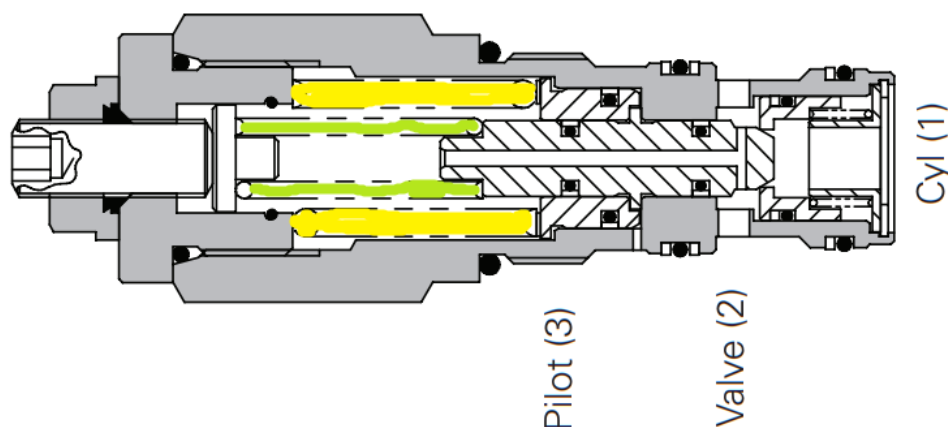
Para determinar la presión que debe haber en la línea del piloto, debemos partir de la ecuación (8) y aplicar la condición  $P_4 = 0$ , donde llegaremos a una expresión:

$$P_x = \frac{F_{EXT}}{S_P} \frac{1}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}} + \frac{F_{MUELLE}}{S_1} \frac{\frac{S_{PV}}{S_P}}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}} - P_2 \frac{S_2}{S_1} \frac{\frac{S_{PV}}{S_P}}{1 + \frac{S_{PV} S_x}{S_P S_1}} \quad (10)$$

El objeto de estudio de este trabajo se basará en el comportamiento de esta válvula en el circuito hidráulico dado.

### 2.2.5 Válvulas Overcenter de dos estaciones

Estas válvulas tienen la particularidad de trabajar con dos muelles a la vez: el primero es el que actúa como una válvula overcenter estándar, representado en verde en siguiente figura. El muelle representado en amarillo hace la función de tope, es decir, deja abrir la válvula, pero hasta una posición determinada.

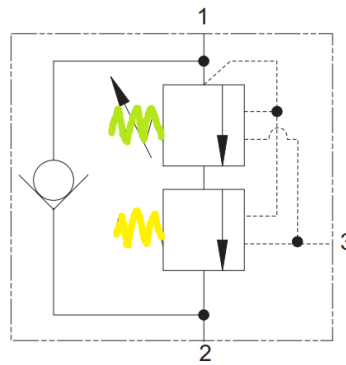


**Fig. 19: Válvula Eaton 1CEL**

Esta limitación que acabamos de comentar repercute en un comportamiento más fino de la válvula, puesto que cuando abre y cierra no lo hace tan bruscamente como otras válvulas.

Un ejemplo de aplicación de estas válvulas sería en un sistema que requiere mucha estabilidad. Este sería el caso de un manipulador telescópico, que básicamente se trata

de un pistón con una carrera muy larga, en el que puede haber presiones muy altas y con esta válvula aseguras que no haya cambios de presión amplios.



**Fig. 20: Representación esquemática Eaton 1CEL**

En la imagen anterior podemos observar los dos muelles que se encuentran en la válvula, representados en la **Fig. 19** con los mismos colores.

### 2.2.5 Válvulas Load Match

El proveedor Sun Hydraulics ha desarrollado un nuevo tipo de válvula que mejora notablemente la eficiencia de las predecesoras. Esta válvula es la Load Match, que tal y como indica el nombre, es capaz de compensar ella misma la carga. Es decir, no hay que tarar ni ajustar la válvula en función de la carga que vayamos a utilizar. Veamos la siguiente imagen para entender como es capaz de desempeñar dicha función.

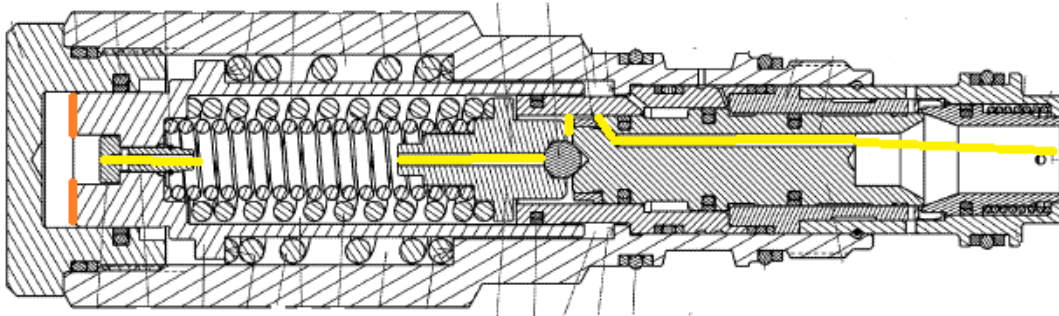


Fig. 21: Válvula Load Match, Sun Hydraulics Corp.

Explicaremos de manera muy sintetizada el funcionamiento de la válvula. En la imagen anterior, vemos que la válvula deja llegar parte del aceite a la sección superior. Además, podemos observar que la pieza que engloba la superficie en naranja es móvil. Es en este tramo que la pieza tiene posibilidad de movimiento es el que se compensa la carga.

La curva de presiones en este caso tomaría una forma similar a la siguiente imagen:

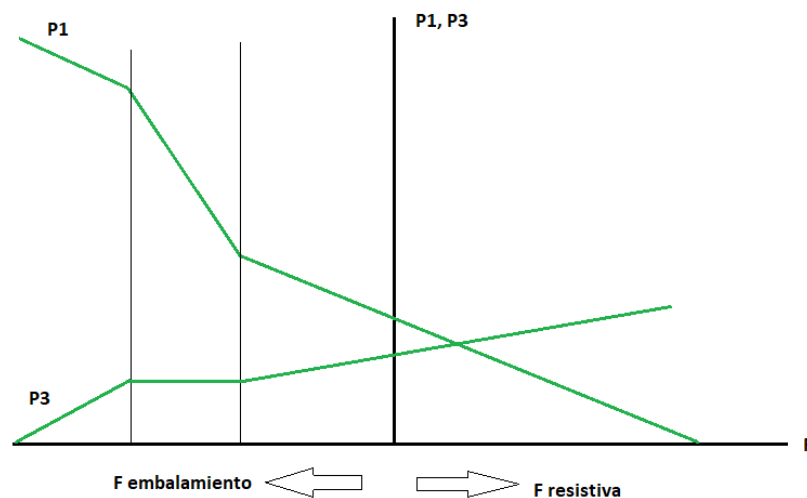
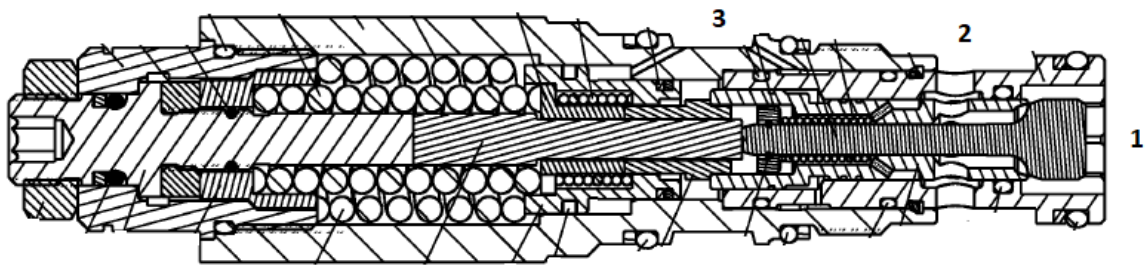


Fig. 22: Curva presiones Load Match (tipo I)

### 2.2.6 Válvulas Load Adaptive

La última válvula que vamos a comentar en este último apartado del marco teórico es la Load Adaptive de Sun Hydraulics. La particularidad de estas válvulas recae en el hecho que es capaz de regular la sección de pilotaje en función de la carga.

La teoría nos diría que, a medida que aumenta la carga, la ratio piloto debe ser mayor (la sección de pilotaje aumenta, ergo se requiere menos presión de alimentación). Esta válvula nos proporciona ratios mayores para cargas elevadas, lo disminuye para cargas medias y para cargas bajas o sin carga, vuelve a aumentar la ratio (que no puede ser solucionar por geometría de la válvula). Por tanto, esta válvula sería ideal para nuestro caso práctico, en el que tenemos una carga que nos aplica una fuerza variable puesto que el mecanismo es una retroexcavadora.



**Fig. 23: Válvula Load Adaptive, Sun Hidraulics Corp.**

Si observamos la válvula, vemos que tiene dos líneas de pilotaje. Cuando la presión es muy alta, entran en juego las dos líneas y consecuentemente hay más superficie de pilotaje. Por el contrario, si la presión no es demasiado alta, solo juega una línea de pilotaje.

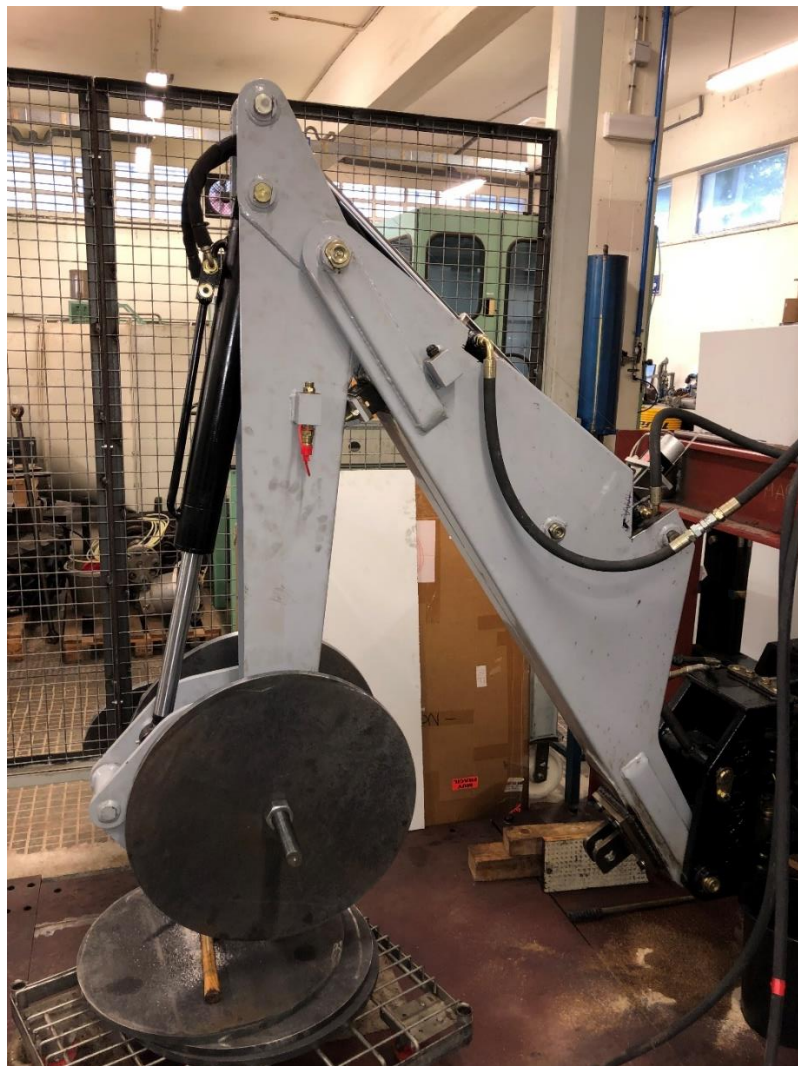


### 3. Esquema del circuito

El esquema de montaje de nuestro estudio está constituido por un circuito hidráulico básico que acciona un mecanismo en forma de brazo articulado. Distingamos ambas partes en los siguientes apartados.

#### 3.1 Equipo mecánico: Retroexcavadora

El mecanismo de elevación se trata de una retroexcavadora que solo permite la movilidad del brazo izquierdo según la siguiente imagen:



**Fig. 24: Retroexcavadora, discos y eje (Ref. 1,2,3,4 Fig.25)**

En la siguiente tabla se detalla el equipo que forma el conjunto del mecanismo elevador:

Número	Nombre	Proveedor	Referencia (PN)	Especificaciones técnicas
1	Retroexcavadora	El León, S.A.	RL 80/280	Brazo articulado
2	Disco 1	-	-	Masa 44 kg/ud
3	Disco 2	-	-	Masa 17 kg/ud
4	Eje	-	-	Eje de D60 mm

**Fig. 25: Tabla equipos sistema mecánico**

### 3.2 Circuito hidráulico

El siguiente cuadro detalla cada componente de nuestro circuito hidráulico dado en referencia a las siguientes imágenes:

Número	Artículo	Proveedor	PN	Especificaciones técnicas
1	Motor eléctrico	Grupo ABB	M2AA 200 MLA	Ver Anexo I
2	Depósito	Pedro Roquet S.A.	Diseño propio	-
3	Bomba hidráulica	Pedro Roquet S.A.	PNA66	Ver Anexo I
4	Válvula limitadora presión	Pedro Roquet S.A.	SGRA03/G12	Ver Anexo I
5	Válvula direccional	Pedro Roquet S.A.	2EVP3	Ver Anexo I
6	Bloque Overcenter	ihBER S.L.	Diseño propio	-
7	Cilindro doble efecto	Pedro Roquet S.A.	7J282-63011	Ver Anexo I
8	Intercambiador de calor	HYDAC	TR80A6	-
9	Válvula Overcenter	ihBER S.L.	Eaton 1CEB90	Ver Anexo I

**Fig. 26: Tabla equipos sistema hidráulico**

En las siguientes páginas se muestra la conexión hidráulica, con algunos de los elementos citados.



**Fig. 27: Motor eléctrico (Ref. 1 Fig. 26).**



**Fig. 28: Grupo limitador presión, depósito y direccional (Ref. 2,3,4,5 Fig. 26).**



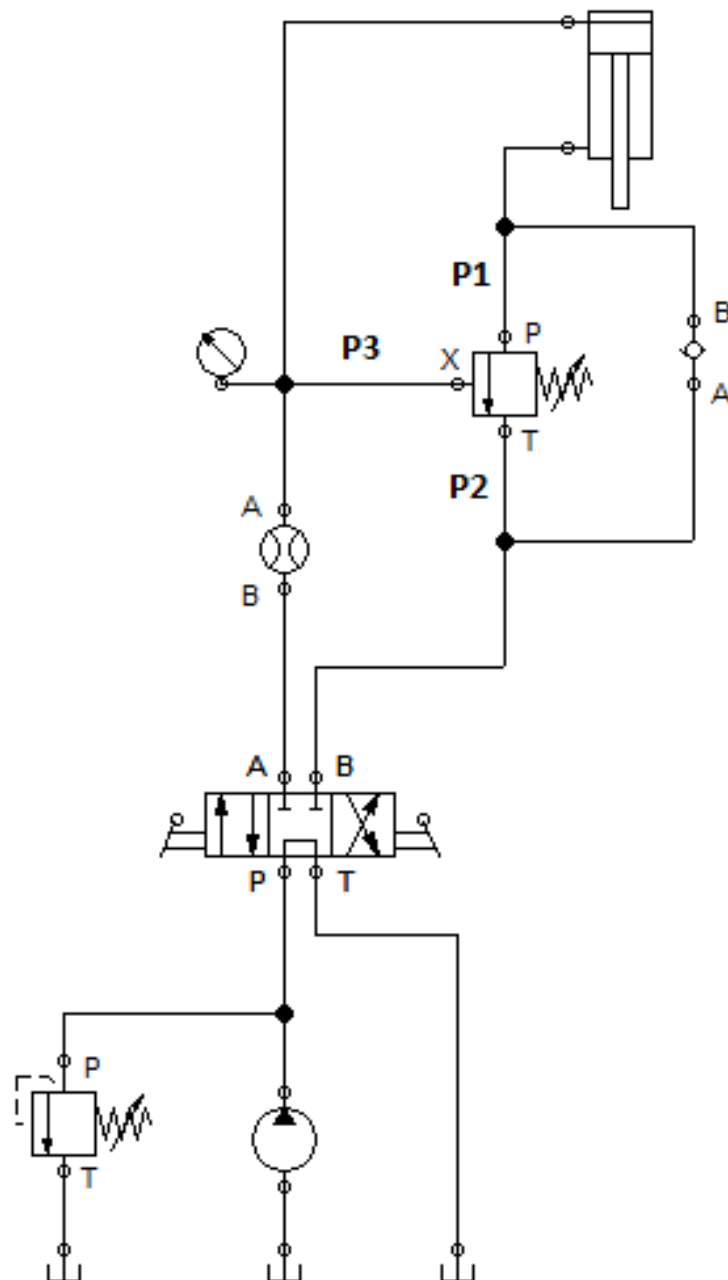
**Fig. 29: Bloque de seguridad y Válvula Overcenter (Ref. 6, 9 Fig. 21).**



**Fig. 30: Cilindro acoplado a la retroexcavadora (Ref. 7 Fig. 21)**

En la siguiente imagen se representa el circuito hidráulico estudiado, indicadas las presiones que afectan a la válvula.





**Fig. 31: Representación circuito hidráulico**

El montaje de todo el mecanismo hidráulico, que comprende la conexión, calibración y puesta en marcha ha sido desempeñado por técnicos de laboratorio. Cabe destacar que la válvula overcenter se ha apretado al máximo y la limitadora se ha ajustado a 100 bar.

### 3.3 Circuito eléctrico

El circuito eléctrico para la adquisición de datos ha sido pensado y ejecutado por los técnicos de laboratorio. El siguiente cuadro detalla los equipos y herramientas utilizadas para el sistema de medida y adquisición de datos

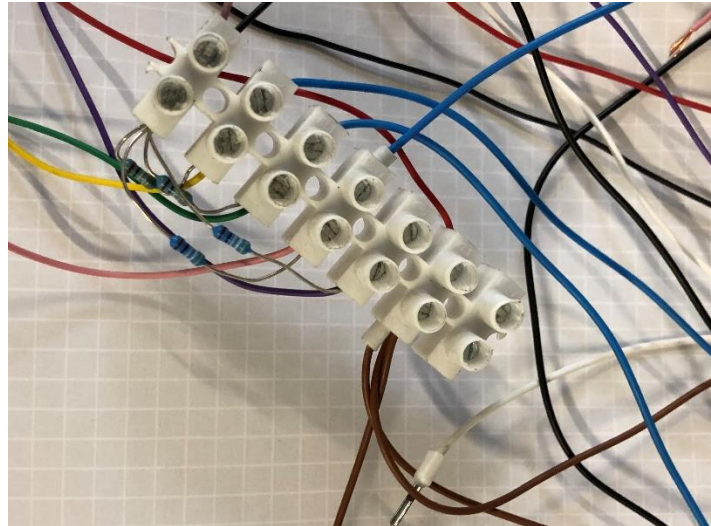
Número	Nombre	Proveedor	Referencia (PN)	Especificaciones técnicas
1	Fuente de tensión	OMRON	S8VK-G12024	24 (V), 5.0 (A) OUT
2	Resistencias	-	-	499 ( $\Omega$ )
3	Sensor Presión	WIKA	7141789	4 – 20 (mA)
4	Sensor Posición	Micro - Épsilon	WDS P60	(0 – 10 V)
5	Motherboard	National Instruments	NI6343	Ver Anexo I

**Fig. 32: Tabla de componentes circuito eléctrico**

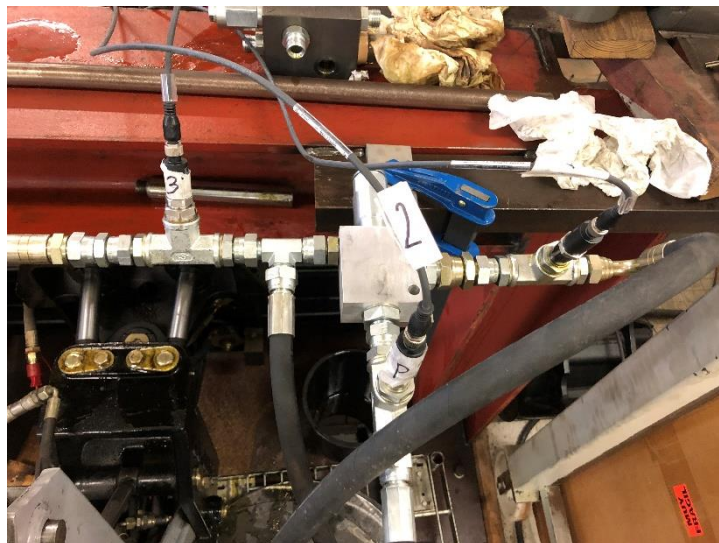
Para ejecutar las medidas se ha realizado un esquema eléctrico, puesto que el software *LabVIEW* solo es capaz de leer valores de tensión, y los sensores de presión utilizados nos proporcionan valores de intensidad.



**Fig. 33: Fuente de tensión OMRON S8VK-G12024 (Ref. 1 Fig. 32)**



**Fig. 34: Resistencias (Ref. 2 Fig. 32)**



**Fig. 35: Sensores de presión WIKA 7141789 (Ref. 3 Fig. 32)**



**Fig. 36: Motherboard National Instruments NI6343 (Ref. 5 Fig. 32)**

No se ha documentado correctamente el sensor de posición dentro del montaje experimental.



## **4. Metodología puesta en marcha**

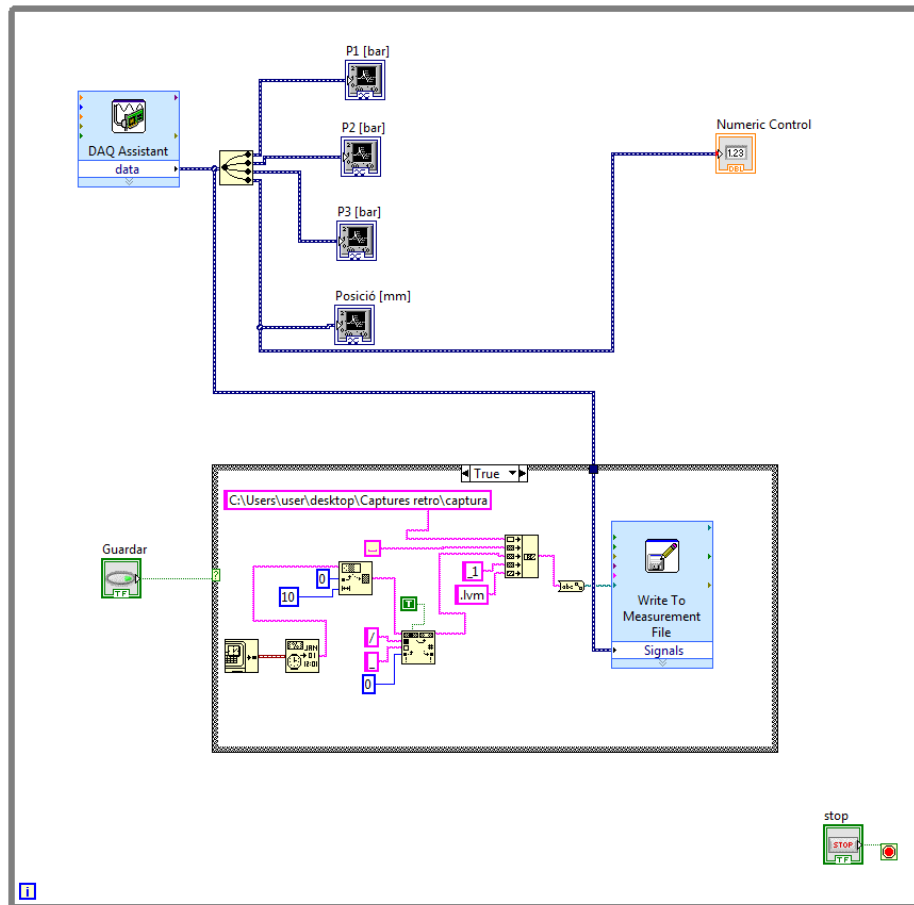
El procedimiento para accionar el montaje sigue debe seguir paulatinamente los siguientes pasos definidos:

1. Colocación de los discos insertados en el eje usando el electroimán.
2. Comprobar que los discos estén bien sujetos por las arandelas.
3. Comprobar que los transductores están bien conectados a las entradas.
4. Comprobar el esquema de las conexiones hidráulicas.
5. Asegurarse que los sensores están bien calibrados.
6. Programar el sistema de adquisición de datos mediante el software 20sim.
7. Encender el grupo y dejar que el aceite se empiece a calentar.
8. Accionar la válvula direccional hasta que el brazo se encuentra en posición horizontal, o en su defecto en su máxima extensión, haciendo ascender la carga.
9. Esperar 3 segundos entre subida y bajada.
10. Accionar la válvula direccional hasta que el brazo se encuentra en posición vertical, o en su defecto en su mínima extensión, haciendo descender la carga.
11. Comprobar que se han obtenido los datos correctamente.

Todas las mediciones se han realizado bajo inspección de un técnico de laboratorio, quien ha supervisado cada uno de los pasos mencionados anteriormente.

## 5. Sistema de medida y adquisición de datos

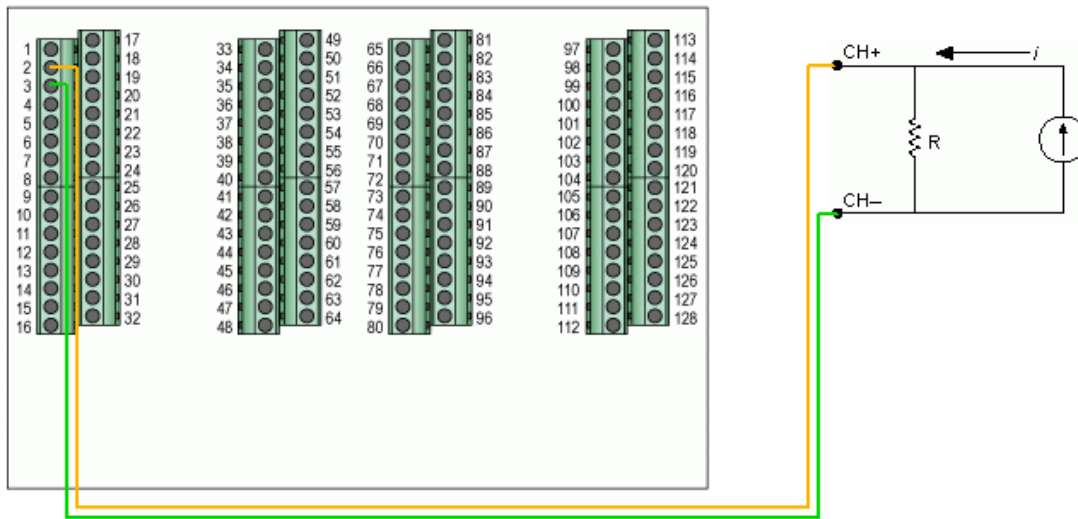
Una vez montado el circuito para la toma de datos, se debe programar el software de adquisición LabVIEW. El esquema principal para la adquisición de datos se muestra en la siguiente figura:



**Fig. 37: Esquema de programación del sistema de recogida de datos (LabVIEW)**

En la parte superior del esquema tenemos el asistente, que es el que nos permite entrar para modificar la calibración de cada sensor. En la parte inferior se muestra el esquema de como recoge los datos LabVIEW y los guarda en un fichero Excel.

En segundo lugar, hay que indicar a que pines irá conectado cada sensor dentro de nuestra motherboard National Instruments:



**Fig. 38: Esquema de conexión del sensor de presión P1**

En la imagen anterior, podemos observar que el sensor de presión P1 va conectado al pin analógico 2 y a tierra (3). Determinamos estas conexiones con la ficha técnica de la motherboard. Además, debemos conectar una resistencia de  $499\ \Omega$  puesto que LabVIEW solo es capaz de leer valores de voltaje, y los sensores nos proporcionan rangos de intensidades.

En último lugar, se debe ajustar el sistema de medición. Para ajustar los valores de medición, tenemos que ajustar los valores máximos de medida del sensor (presión en bar, posición en mm) a valores de voltaje que entienda LabVIEW. En nuestro caso, los ajustaremos a valores de intensidad e indicaremos la resistencia que se debe colocar para convertirlos a voltaje.

Por ejemplo, el sensor de presión P1 lee valores de presión entre  $0 \div 250$  bar y los transforma en intensidades entre  $4 \div 20$  mA. Por lo tanto, en la interfaz del software se debe indicar la recta de transformación correspondiente a los puntos:

P (bar)	I (A)
0	0,004
250	0,02

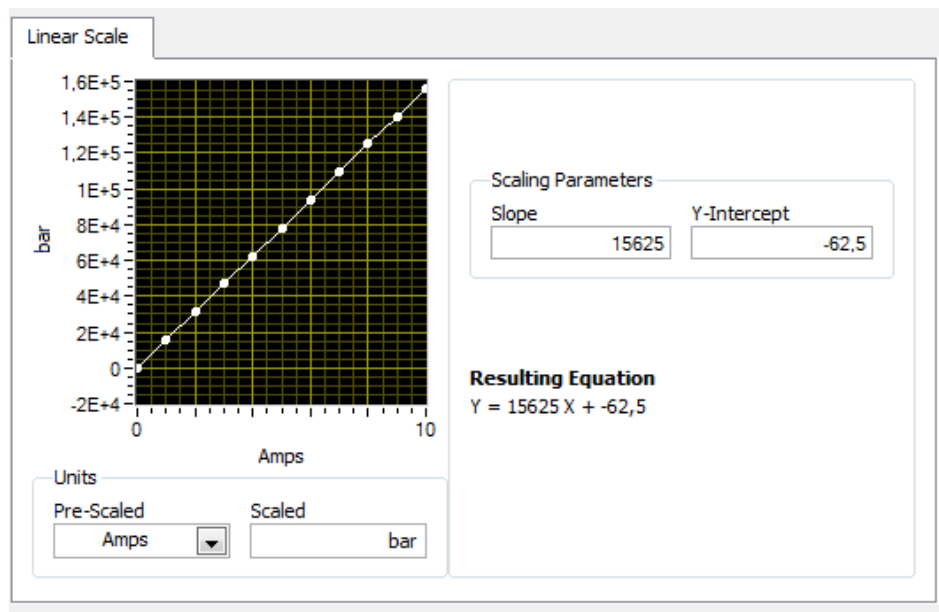


Fig. 39: Recta transformación Intensidad - Presión sensor P1

Para cada sensor habrá que ajustar los valores de medición a valores de lectura de intensidad, en A. Una vez ajustada la recta de medición, abriremos otra ventana e indicaremos la frecuencia de medición de datos:

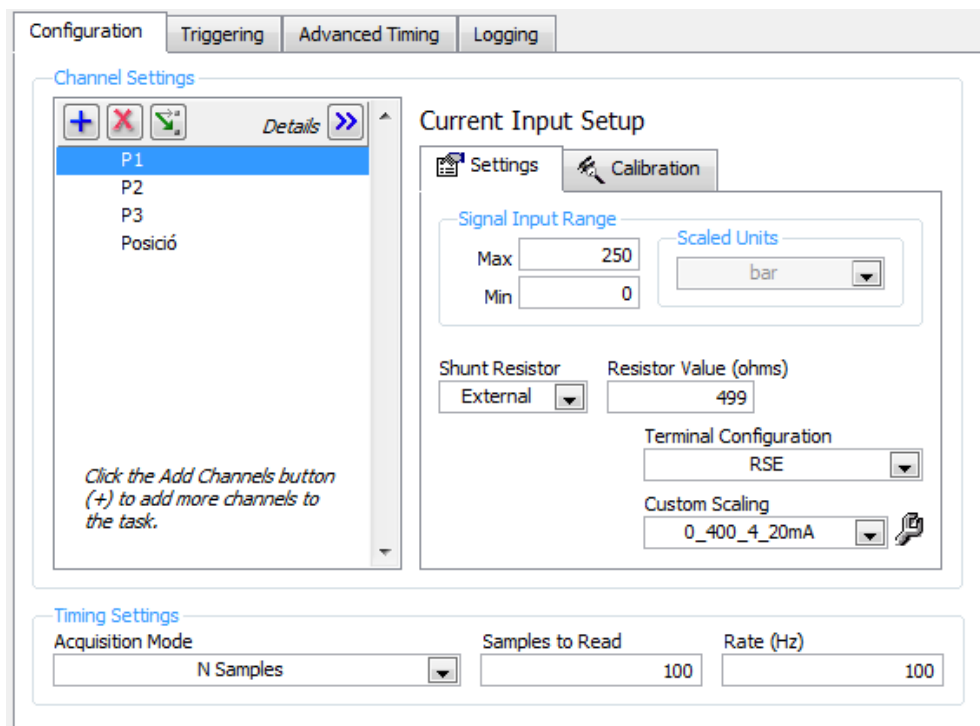


Fig. 40: Ventana ajuste parámetros sensores LabVIEW

En el caso anterior, podemos observar que se tomaran 100 medidas en 1 segundo (samples = 100 and  $f=100$  Hz). Realmente según esta ventana solo tomaríamos datos durante un segundo y pararía, pero en la **Fig. 31** podemos observar que el sistema de adquisición se encuentra dentro de una función “while”, y se ha programado para que decidamos manualmente en que instante se debe parar la recolección de datos.

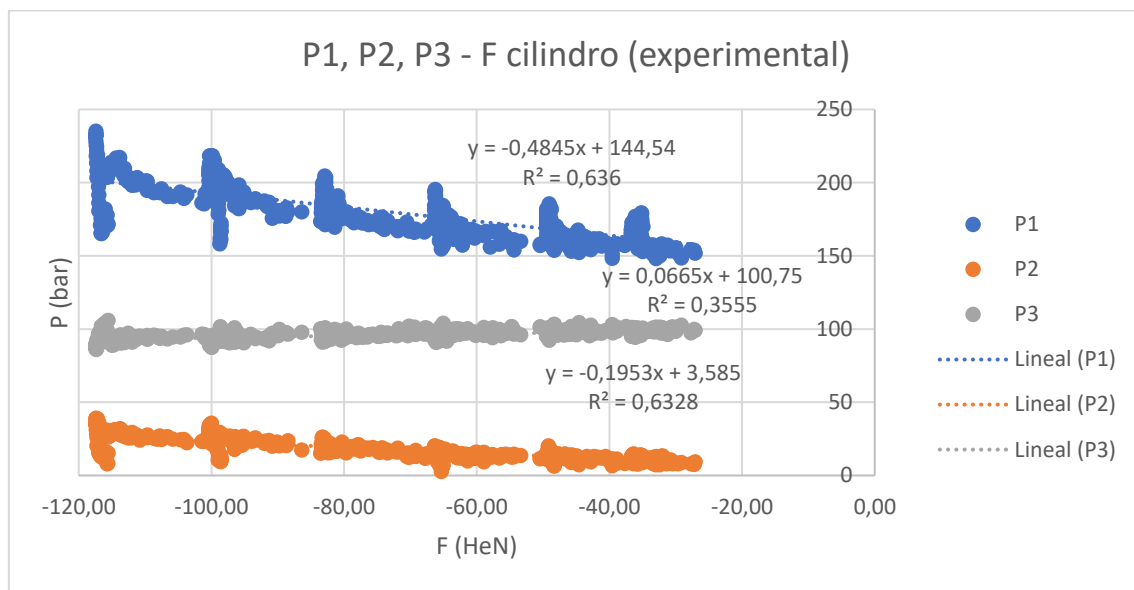
Este es un breve resumen de como se ha realizado el sistema de adquisición de datos. Este sistema no ha sido pensado ni ejecutado por mi persona, sino que ha sido tarea de un técnico de laboratorio, especialista en electrónica.

## 6. Tratamiento de datos

### 6.1 Tratamiento de datos en régimen estático

El objeto de estudio del campo experimental es ver como varían las presiones P1 y P3 del modelo teórico que hemos determinado a los resultados experimentales. Para ello, determinaremos la curva de presiones de la válvula Eaton 1CEB90 experimental y la compararemos con las curvas teóricas, e iremos ajustando valores para ver si el comportamiento descrito es real.

Según el Anexo II: Tratamiento de datos, de los resultados experimentales obtenemos la siguiente curva de presiones:



**Fig. 41: Curva de presiones experimental válvula Eaton 1CEB90**

Estos resultados son satisfactorios según la curva de presiones esperada para cualquier tipo de válvula overcenter, ya que se adaptan al descrito en el marco teórico. Una vez hemos obtenido las funciones de las rectas, volvemos al modelo teórico (Ver Anexo II: Tratamiento de datos), en el que hemos determinado las expresiones para P1 y P3:

$$P_1 = F_{muelle} \cdot 5526,2 - F_{ext} \cdot 574 + P_4 \cdot 1,824 \quad (11)$$

$$P_3 = F_{muelle} \cdot 3536,74 + F_{ext} \cdot 141,47 + P_4 \cdot 6,57 \quad (12)$$

En unidades de presión (bar) y fuerza (N). A continuación, ajustaremos la recta de presión  $P_3$  experimental y teórica, puesto que es la que tendrá menor error (Experimentalmente  $P_3$  es la presión ajustada por la limitadora).

Hemos determinado que, para las siguientes condiciones, las rectas de  $P_3$  coinciden notablemente en el punto de  $F=0$ , en el que no habría carga, y por tanto solo actuaría la limitadora a 100 bares:

$$F_{muelle} = 2750 \text{ N}$$

$$P_4 = 3 \text{ bar}$$

Estos valores son relativamente razonables, puesto que la válvula no descarga a atmósfera directamente, sino que lo hace en una membrana. Por otro lado, que la fuerza del muelle esté en 2750 N implica que la válvula está tarada 550 bar, mientras que el fabricante la tara en 350 bar como valor máximo. Aun así, se ha considerado que los valores son satisfactorios.

Superponiendo en el mismo gráfico las rectas experimentales y teóricas:

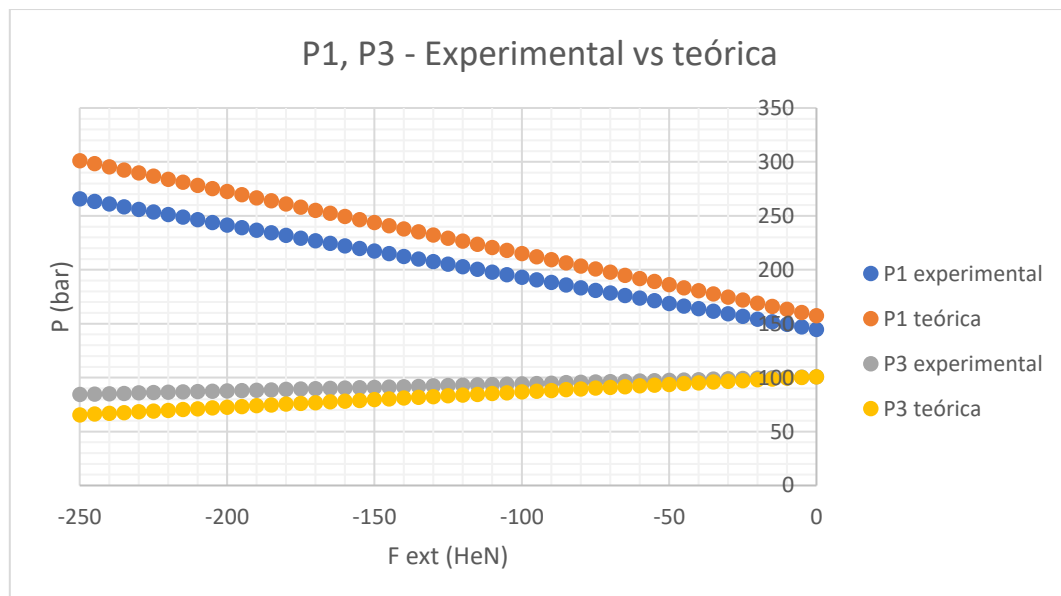


Fig. 42: Curva presiones teóricas vs experimentales

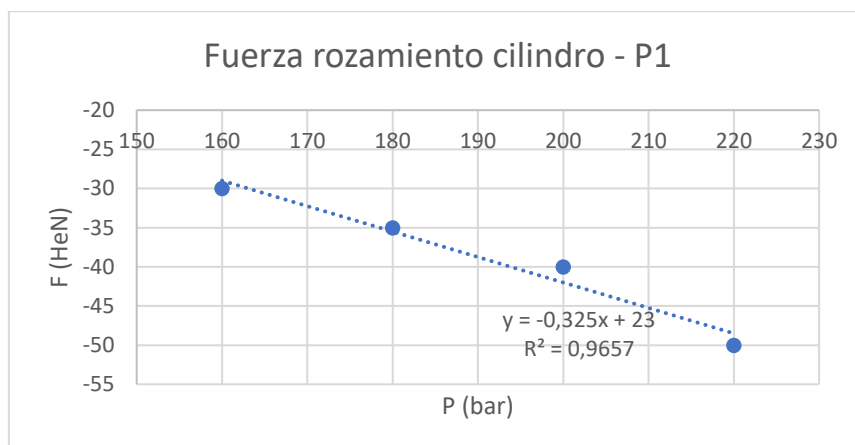
Observando la **Fig. 41**, observamos que a medida que aumenta la fuerza de la carga, aumenta la diferencia entre valores de P1 experimentales y teóricos. Este hecho induce a pensar que en el planteamiento estático de las ecuaciones hay un término de rozamiento que no se ha considerado. De los elementos con fricción posibles podemos tener en cuenta las juntas de la retroexcavadora o el cilindro. La fuerza que estamos representando en abscisas es la fuerza que debe hacer el cilindro, pero si este tiene rozamiento, la fuerza neta no es real.

Para estimar la fuerza de fricción, desde la **Fig. 41** se han dado valores aleatorios de P1 y se han indicado los valores de fuerza teórica vs experimental, y la diferencia entre ambos valores es la fuerza de fricción:

P1 (bar)	Fuerza cilindro teórica (HeN)	Fuerza cilindro experimental (HeN)	Fuerza rozamiento (HeN)
160	-35	-5	-30
180	-75	-40	-35
200	-115	-75	-40
220	-160	-110	-50

**Fig. 43: Tabla fuerzas cilindro reales vs experimentales**

Con estos datos se ha hecho una representación gráfica para obtener la fuerza de rozamiento del cilindro:



**Fig. 44: Gráfico fuerza rozamiento cilindro vs presión P1**



Por lo tanto, hemos encontrado la fuerza de fricción con el cilindro por unidad de presión con los datos experimentales:

$$F_{ROZ} = -0,325 \cdot P_{1\text{ EXPERIMENTAL}} + 23 \quad (13)$$

Durante el análisis de datos, se pidió al proveedor que nos indicara el rozamiento máximo del modelo del cilindro, puesto que todo era una hipótesis. Comentó que el cilindro consume un rango entre 10 ÷ 20 bar. Con estos datos y la geometría del pistón, podemos el rango de fuerzas de rozamiento que supone:

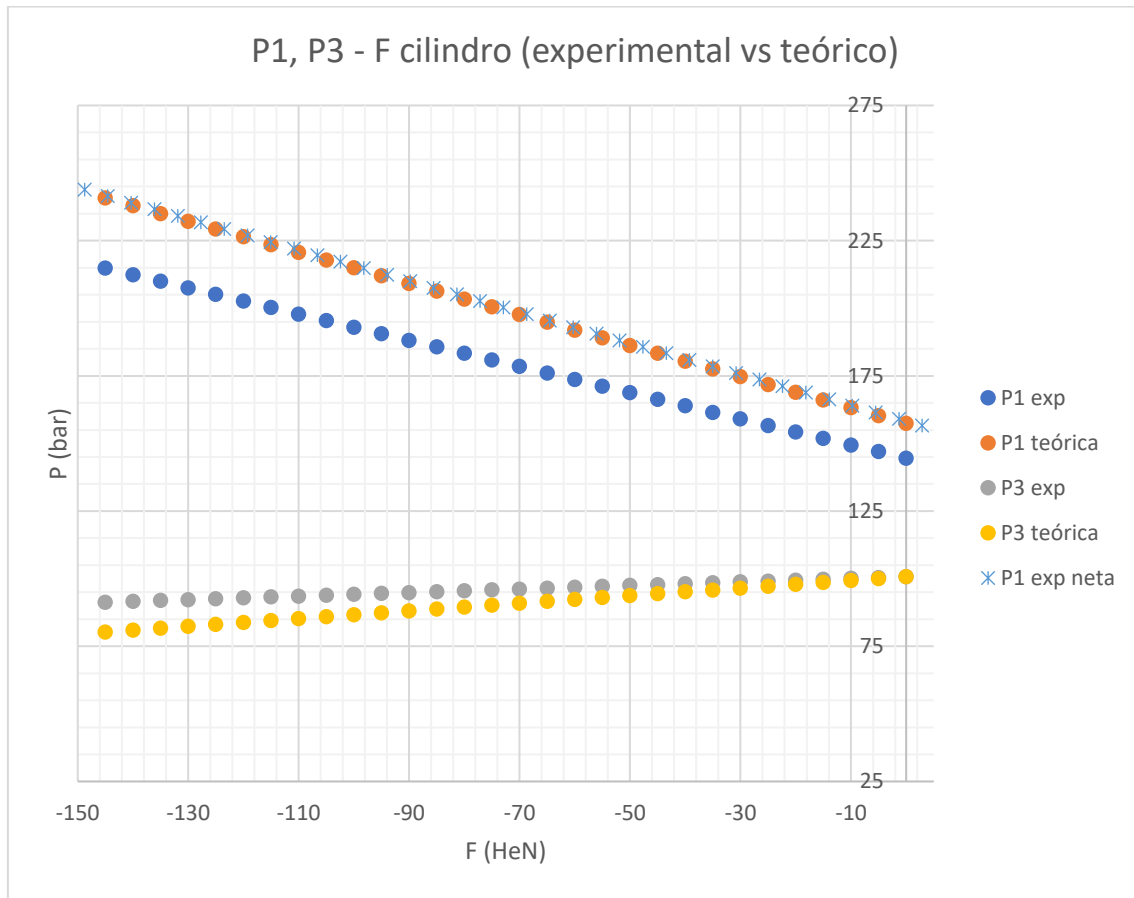
$$F_{ROZ\ min} = 1\ MPa \cdot S_p = 1 \cdot 0,0019635 = 1963,5\ N$$

$$F_{ROZ\ max} = 2\ MPa \cdot S_p = 2 \cdot 0,0019635 = 3927\ N$$

Con estos valores, podemos observar si volvemos a la ecuación **(13)** que las presiones de trabajo P1 asociadas son 130 (bar) y 190 (bar), que coinciden con las presiones de trabajo experimentales.

Para encontrar la fuerza neta del cilindro solamente debemos restar la fuerza teórica a la fuerza de rozamiento, tal y como se muestra en el fichero Excel *"Tratamiento datos teóricos"*.

Finalmente, si graficamos de nuevo la curva de presiones experimental y teórica, tomando los valores de fuerza neta para las presiones experimentales y fuerza teórica con las presiones teóricas, obtendremos el siguiente gráfico:



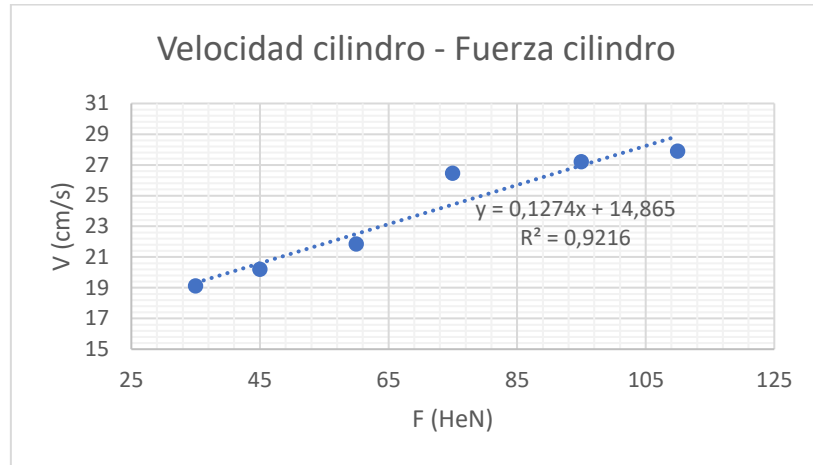
**Fig. 45: Curva presiones teóricas vs experimentales**

Con este último gráfico podemos corroborar que las ecuaciones teóricas deducidas para nuestra válvula son correctas. La P1 teórica coincide exactamente con la P1 experimental si tenemos en cuenta la fuerza de fricción del cilindro.

Para acabar de justificar la importancia de la fuerza de rozamiento, se ha estimado la fuerza que ejerce el cilindro en función de la velocidad del mismo. Para ello, según la **Fig. 41**, ajustamos de modo experimental el rango de fuerza del cilindro en función de la masa de carga (Cada uno de los 6 picos equivale a las 6 masas experimentales) y las velocidades medias para cada rango de carga. Con estos datos, obtenemos la siguiente tabla de valores:

Masa (kg)	V (cm/s)	F cilindro (HeN)
0	19,12	35
34	20,2	45
78	21,84	60
122	26,45	75
166	27,19	95
210	27,89	110

Graficando velocidad en función de la fuerza del cilindro obtenemos:



**Fig. 46: Gráfico ilustrativo de velocidad en función de fuerza del cilindro**

De este gráfico se deduce que a medida que aumenta la velocidad del cilindro, aumenta la fuerza que este debe hacer. De la **Fig. 44** hemos llegado a la conclusión que la fuerza de rozamiento aumenta con la presión P1, es decir, la fuerza de rozamiento aumenta con la carga, de modo que podemos concluir que la fuerza de rozamiento aumenta con la velocidad.

Como conclusión de este estudio estático, podemos considerar que los resultados son satisfactorios puesto que se asemejan al comportamiento esperado. Algunos de los errores que pueden haber alterado los resultados podrían ser las consideraciones de no tener en cuenta rozamiento, tanto en juntas del mecanismo como rozamientos hidráulicos, rendimientos o incluso determinación geométrica del centro de masas del mecanismo. Por otro lado, las fuerzas en el cilindro no son totalmente axiales, de modo que las ecuaciones estáticas se verían levemente modificadas.

Como primer paso a un estudio a posteriori, podemos validar el resultado estático para empezar el análisis dinámico.

## 7. Conclusiones

El estudio titulado “Estudio de sistemas para el accionamiento hidráulico de mecanismos de elevación” ha cumplido, en gran parte, con las metas y propósitos iniciales.

En primer lugar, se ha desempeñado un estudio teórico de los tipos de válvula de seguridad que se encuentran a día de hoy en el mercado. Se ha definido cada una de ellas y se ha dimensionado y determinado el comportamiento teórico. La falta de documentación ha dificultado la realización del estado del arte y entendimiento de estas válvulas de seguridad, que personalmente considero que no existe un conocimiento general, sino que se limita a campos de estudio específicos.

En segundo lugar, se ha caracterizado cada uno de los elementos que han compuesto el montaje experimental: un equipo mecánico basado

en una retroexcavadora, un circuito hidráulico básico de mecanismos de elevación y un equipo de recolección y adquisición de datos, desarrollado por técnicos de laboratorio.

En referencia al punto anterior, a nivel personal estoy muy satisfecho con el tipo de estudio desarrollado. Mediante la realización de este proyecto final de grado, he tenido la oportunidad de realizar un estudio y corroborarlo con un montaje complejo en las instalaciones de LABSON a cargo de mi director de proyecto, Esteve Codina Macià. Esta oportunidad me ha dado a conocer que en el mundo de la industria existen muchas dificultades que impiden ajustarse a las fechas y condiciones de un proyecto. Como estudio de investigación, gran parte de los recursos utilizados suponen un alto coste, que difícilmente podría ser asumible si no hubiese estado ayudado por todo el equipo de trabajo.

Por otro lado, he formado parte de un equipo de investigación sin el cual no hubiese sido capaz de finalizar el proyecto. La fácil comunicación y transmisión de conocimientos ha sido esencial para mi progreso personal y profesional.

En referencia a los resultados obtenidos, el estudio ha sido satisfactorio puesto que se ha desarrollado un modelo teórico del comportamiento de una válvula de seguridad en particular, que ha sido validado por los resultados experimentales obtenidos en el laboratorio.

Antes de acabar, me gustaría comentar las posibilidades de margen de crecimiento de este estudio. Es cierto que, si el tiempo lo permitía, se iba a desarrollar un modelo dinámico mediante la metodología Bond Graph del circuito estudiado, en especial de los diferentes tipos de válvulas, para determinar cuál de ellas hubiese sido la mejor opción, tanto a nivel de rendimiento como a nivel económico. Desafortunadamente, la falta de tiempo no ha permitido la continuación de este estudio.

## 8. Referencias

- [1] How to select a counterbalance valve. Eaton Hydraulics. Available (02/10/2018):  
[http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct\\_2870717.pdf](http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct_2870717.pdf)
- [2] Demystifying pilot ratios in overcenter valves. Eaton Hydraulics. Available (02/10/2018):  
[http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct\\_3428713.pdf](http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct_3428713.pdf)
- [3] Motion Control Valves. Eaton Hydraulics. Available (02/10/2018):  
[https://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pll\\_2143.pdf](https://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pll_2143.pdf)
- [4] Cosas interesantes a conocer sobre cilindros hidráulicos. Roemheld. Available (02/10/2018):  
[https://www.roemheld-gruppe.de/fileadmin/user\\_upload/downloads/technische\\_informationen/Wissenswertes\\_Hydraulikzylinder\\_es\\_0212.pdf](https://www.roemheld-gruppe.de/fileadmin/user_upload/downloads/technische_informationen/Wissenswertes_Hydraulikzylinder_es_0212.pdf)
- [5] Overcenter Valves. Article of interest. Eaton Hydraulics. Available (02/10/2018):  
[http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct\\_273380.pdf](http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct_273380.pdf)
- [6] Introducción a la técnica Bond Graph en la dinámica ferroviaria. Available (02/10/2018):  
<https://ruc.udc.es/dspace/bitstream/handle/2183/10640/CC%2041%20art%2028.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- [7] Análisis de mecanismos con Bond Graph. Available (02/10/2018)  
[http://ocw.upm.es/ingenieria-mecanica/simulacion-en-ingenieria-mecanica/contenidos/teoria/T16\\_Analisis\\_de\\_mecanismos\\_con\\_bond\\_graph.pdf](http://ocw.upm.es/ingenieria-mecanica/simulacion-en-ingenieria-mecanica/contenidos/teoria/T16_Analisis_de_mecanismos_con_bond_graph.pdf)
- [8] Hydraulic load control in refuse collectors. Available (02/10/2018):  
<https://dspace.cc.tut.fi/dpub/bitstream/handle/123456789/23884/Mannisto.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- [9] Counterbalance Valves. Bosch Rexroth Oil Control. Available (02/10/2018):  
<http://apps.boschrexroth.com/products/compact-hydraulics/ch-catalog/pdf/Counterbalance.pdf>

- [10] Eaton 1CE300 Overcenter Valves. Datasheet. Eaton Hydraulics. Available (02/10/2018):  
[http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct\\_274164.pdf](http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct_274164.pdf)
- [11] Eaton 1CER30 Overcenter Valves. Datasheet. Eaton Hydraulics. Available (02/10/2018):  
[http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct\\_274196.pdf](http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct_274196.pdf)
- [12] Eaton 1CEB30 Overcenter Valves. Datasheet. Eaton Hydraulics. Available (02/10/2018):  
[https://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct\\_274166.pdf](https://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct_274166.pdf)
- [13] Eaton 1CEL90 Overcenter Valves. Datasheet. Eaton Hydraulics. Available (02/10/2018):  
[http://www.eaton.com.br/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct\\_274193.pdf](http://www.eaton.com.br/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct_274193.pdf)
- [14] Hydraulic Valves cure the shakes. Lodemeier & Ashmore, 2011. Available (02/10/2018)  
[http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct\\_259645.pdf](http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct_259645.pdf)
- [15] Sun Hydraulics Corporation, Grawunde, F. G., DYNAMICALLY ADJUSTING COUNTERBALANCE VALVE, US-9,273,702 B2, 2016-03-01. Patent.
- [16] Sun Hydraulics Corporation, Bernd Zache, E., COUNTERBALANCE VALVE WITH DUAL OR TRIPLE PILOT RATIO, US-9,850,919 B2, 2017-12-26. Patent.

